

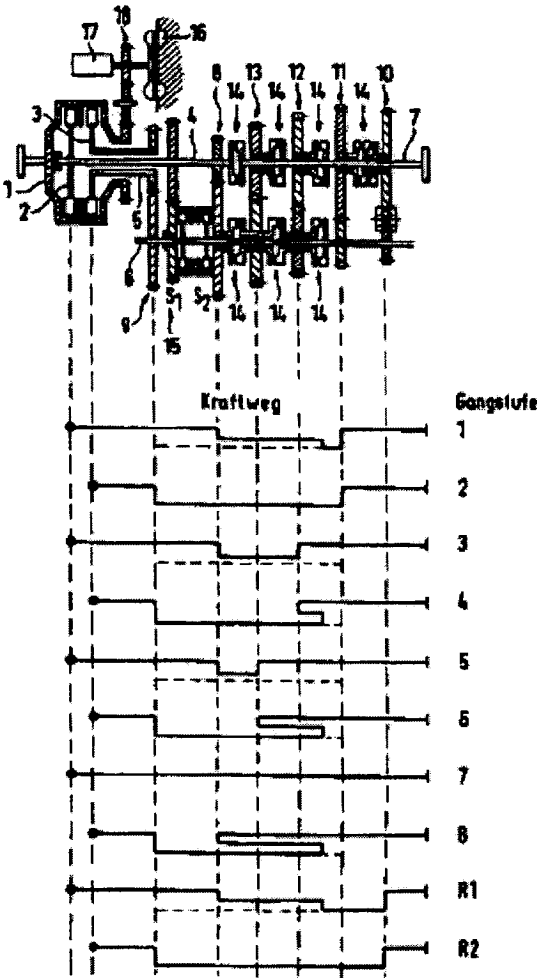
Vehicle gearbox with double friction clutch and synchroniser - includes planetary gear train at output side for transmission of power to lower ratios of gearing

Patent number: DE4122628
Publication date: 1993-01-14
Inventor: ZAUNBERGER FRANZ-XAVER (DE)
Applicant: RENK AG (DE)
Classification:
- international: *F16H3/00; F16H3/091; F16H61/02; F16H61/688; F16H3/00; F16H3/08; F16H61/02; F16H61/68; (IPC1-7): B60K17/06; B60K20/00; B60K23/00; B60T1/08; F16H3/02; F16H37/04; F16H45/02; F16H47/06; F16H59/02*
- european: F16H3/00F; F16H3/091B; F16H61/02E3
Application number: DE19914122628 19910709
Priority number(s): DE19914122628 19910709

Report a data error here

Abstract of DE4122628

The double friction clutch has a prim. part and two sec. parts on coaxial input shafts. A two-way multi-ratio gearbox has a countershaft and an output shaft with six pairs of gears and dog clutches. All movements are synchronised centrally using an electronic (76) hydraulic/pneumatic-mechanic arrangement by a pair of gear wheels and friction clutches (S1,S2). An oil pressure pump and retarder are geared to the prim. part. The electronic controller (76) regulates the friction clutches (S1,S2) via a pair of solenoid valves (82,83).
USE/ADVANTAGE - Esp. in heavy goods vehicles, torque and speed conversion over entire range is possible with min. jerk, achieving high transmission efficiency in lightweight and compact mechanism.



Data supplied from the *esp@cenet* database - Worldwide

BEST AVAILABLE COPY



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

12 Offenlegungsschrift
10 DE 41 22 628 A 1

51 Int. Cl.⁵:
F 16 H 3/02

F 16 H 37/04
F 16 H 47/06
F 16 H 45/02
B 60 K 17/06
F 16 H 59/02
B 60 K 20/00
B 60 T 1/08
B 60 K 23/00

21 Aktenzeichen: P 41 22 628.3
22 Anmeldetag: 9. 7. 91
43 Offenlegungstag: 14. 1. 93

DE 41 22 628 A 1

71 Anmelder:
Renk AG, 8900 Augsburg, DE

72 Erfinder:
Zaunberger, Franz-Xaver, 8900 Augsburg, DE

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht zu ziehende Druckschriften:

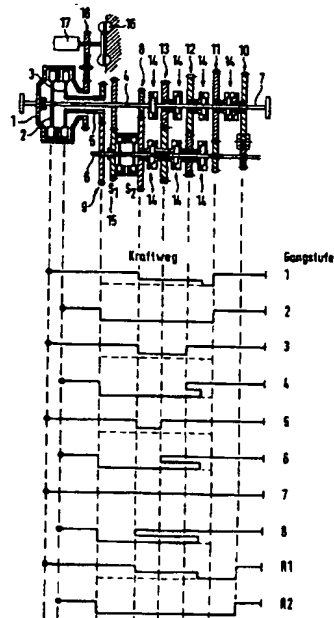
DE 40 00 832 C2
DE-PS 9 77 493
DE-PS 9 25 509
DE 20 16 219 B2
DE 40 17 961 A1
DE 38 22 330 A1
DE 37 13 106 A1
DE 34 14 107 A1
DE 34 14 061 A1
DE 32 37 509 A1
DE-OS 23 25 699
DE-OS 17 80 591
DE-OS 15 30 596

DE-GM 86 20 760
DE-GM 85 22 057
DE-GM 66 00 238
EP 35 335 B1
EP 03 39 434 A2
EP 4 03 127 A1
EP 3 48 622 A2
WO 90 03 290 A1
WO 85 05 427 A1

FLEGL, Helmut;
u.a.: Das Porsche-Doppelkupplungs-
(PDK-)Getriebe. In: ATZ Automobiltechnische Zeit-
schrift 89, 1987, 9, S. 439-452;
FRANKE, Rudolf: Doppelkupplungsgetriebe für Nutzf-
fahrzeuge. In: ATZ Automobiltechnische
Zeitschrift 91, 1989, 3, S. 159-162;

54 Getriebeanlage

- 57 Getriebeanlage, insbesondere zum Antrieb eines Fahr-
zeugs durch einen Verbrennungsmotor höherer Leistung. Es
enthält folgende Merkmale:
- a) Antriebsseitige Anordnung einer Doppelreibungskupp-
lung,
 - b) Verwendung eines 2-Weg-Mehrgang-Schaltgetriebes mit
formschlüssigen Schaltelementen mit 6 und mehr Gangstufen,
 - c) Verwendung einer zentralen, aus 2 Reibelementen beste-
henden Synchronisiereinrichtung für alle Schaltvorgänge,
 - d) Verwendung einer elektronisch-hydraulisch-mechani-
schen oder elektronisch-elektrisch-mechanischen oder elek-
tronisch-pneumatisch-mechanischen Schalteinrichtung zur
Betätigung der form- und kraftschlüssigen Schaltelemente.



DE 41 22 628 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Getriebeanlage, insbesondere zum Antrieb eines Fahrzeuges durch einen Verbrennungsmotor, mit den Merkmalen des Oberbegriffes von Anspruch 1.

Die Getriebeanlage nach der Erfindung eignet sich insbesondere für den Antrieb von Schwerlastfahrzeugen mit Verbrennungsmotor, jedoch auch für andere Maschinen und Geräte, welche einen großen Regelbereich in der Getriebeanlage erfordern.

Für derartige Antriebsanlagen sind Mehrgang-Klauenkupplungs-Schaltgetriebe, ferner synchronisierte Schaltgetriebe mit Anfahr-Reibkupplung oder mit vorgeschaltetem hydraulischem Wandler, sogenannte WSK-Getriebe (Wandler-Schaltkupplungs-Getriebe) bekannt. Diese Getriebe erfordern beim Gangwechsel eine Unterbrechung der Kraftübertragung und sind dadurch bei bestimmten Betriebszuständen, insbesondere in größeren Steigungen und Gefällen, nicht mehr schaltbar. Eine andere bekannte Getriebeart sind sogenannte Lastschaltgetriebe mit oder ohne hydrodynamischem Drehmomentwandler. Diese bekannten Getriebe sind zwar unter Last, also in jedem Betriebszustand, schaltbar, jedoch benötigen sie hierfür eine Vielzahl von Reibkupplungen in Form von Lamellenkupplungen. Dies führt zu einem hohen Gewicht und größerem Raumbedarf, zu höheren Leistungsverlusten und schlechteren Übertragungswirkungsgraden, sowie zu höheren Herstellungskosten. Um den baulichen Aufwand in Grenzen zu halten, werden solche bekannten Getriebe mit relativ wenig Gangstufen und hohen Gangsprüngen ausgeführt, was dann zu Begrenzungen in der optimalen Anpassung von Drehmoment und Drehzahl führt.

Durch die Erfindung soll die Aufgabe gelöst werden, eine Getriebeanlage, insbesondere für Schwerlastfahrzeuge, zu schaffen, welche die Wandlung von Drehmoment und Drehzahl über den gesamten Fahrbereich ohne praktisch spürbare Zugkraftunterbrechung im Antriebsstrang ermöglicht; welche zur optimalen Ausnutzung der Antriebsmaschine bezüglich Leistung und Brennstoffverbrauch einen großen Übersetzungsbereich mit möglichst kleinem Gangsprung sowie einen hohen Übertragungswirkungsgrad bei geringem Gewicht und geringem Raumbedarf aufweist; welche einfach und sicher bedienbar und welche mit relativ geringem baulichen Aufwand und niederen Kosten wirtschaftlich herstellbar ist.

Diese Aufgabe wird gemäß der Erfindung durch die kennzeichnenden Merkmale von Anspruch 1 gelöst.

Die Getriebeanlage nach der Erfindung vereinigt in sich folgende Vorteile:

- kraftunterbrechungsfreien Schaltvorgang,
- hohen Wirkungsgrad,
- geringes Gewicht,
- kleiner Bauraum,
- geringe Herstellkosten,
- hohe Gangzahl möglich,
- kleiner Gangsprung,
- großer Regelbereich,
- einfache und sichere Bedienung,
- Anwendung einer vollautomatisierten Schalteinrichtung.

Begriffsbestimmungen zu Anspruch 1

- a) "Doppelreibungskupplung": Die Doppelrei-

bungskupplung besteht aus 2 einzelnen Reibungskupplungen (z. B. Scheiben- oder Lamellenkupplungen), bei welchen das Drehmoment durch Reibschluß übertragen wird. Die beiden Kupplungen sind einzeln auch unter Last und bei unterschiedlichen Drehzahlen am Einund Ausgang betätigbar. Die Primärteile der beiden Kupplungen sind trieblich verbunden.

b) "Zweiweg-Mehrgang-Schaltgetriebe mit formschlüssigen Schaltelementen": Unter diesem Begriff ist eine Getriebeanordnung zu verstehen, bei welcher neben der jeweils geschalteten und kraftübertragenden Gangstufe (z. B. Gang 3) ein zweiter Kraftweg für eine andere Gangstufe (z. B. Gang 2 oder 4) im Getriebe durch Umschalten eines formschlüssigen Schaltelements vorgewählt und zur Kraftübernahme, beim Wechsel der Kraftübertragung in der Doppelreibungskupplung, vorbereitet werden kann. Als formschlüssige Schaltelemente kommen Klauen- oder Zahnkupplungen in Betracht, welche nur bei Synchrondrehzahl und unbelastet schaltbar sind.

c) "Zentrale Synchronisiereinrichtung": Darunter ist eine Synchronisiereinrichtung (z. B. unabhängig voneinander betätigbare Reibungskupplungen) zu verstehen, die so im gesamten Getriebesystem angeordnet ist, daß damit alle im Getriebe vorhandenen formschlüssigen Schaltelemente einzeln für den jeweiligen Schaltvorgang vor dem Einschalten auf Drehzahlgleichheit gebracht (synchronisiert) werden können.

d) "Getriebe-Schalteinrichtung": Die angewandte Getriebebeschalteneinrichtung besteht aus einem elektronischen Teil mit vorprogrammiertem Schaltprogramm zur Steuerung der Schaltvorgänge, einer elektrischen oder elektr./hydraulischen oder elektr./pneumatischen Betätigungseinrichtung zur Durchführung der erforderlichen Schaltvorgänge für die einzelnen mechanischen Schaltelemente, sowie eingebauten Sensoren für die Überwachung und Rückmeldung des jeweiligen Schalt- und Betriebszustandes.

In weiterer Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Getriebeanlage ist es insbesondere für Anlagen mit hoher Leistung bezüglich Gewicht und Raumbedarf vorteilhaft, für die Kraftübertragung in den unteren Gangstufen abtriebsseitig einen Planetenradsatz anzuordnen, wobei die abtriebsseitigen Radsätze der unteren Gangstufen mit dem Eingangsglied und die Radsätze der oberen Gangstufen mit dem Ausgangsglied des Planetenradsatzes über, mit der Zentralsynchronisierung synchronisierbare, formschlüssige Kupplungen trieblich verbindbar sind.

Die Anordnung der Zahnräder, Wellen und Schaltkupplungen wird vorteilhafterweise so getroffen, daß die einzelnen Zahnradpaare für mindestens 2 oder mehr Gangstufen zur Kraftübertragung nutzbar sind und zum Gangwechsel nur jeweils eine formschlüssige Kupplung eingeschaltet wird. Zur zentralen Synchronisiereinrichtung gehören zwei schaltbare Reibungskupplungen, welche auf einer gemeinsamen Welle oder getrennt auf zwei Wellen verteilt angeordnet sein können.

Zum Anfahren schwerer Lasten empfiehlt es sich, die erfindungsgemäße Getriebeanlage zusätzlich mit einem verschleißlosen Anfaherelement (Hydrodyn.-Kupplung oder -Wandler) auszurüsten, welches für die Normalfahrt mittels einer Kupplung mechanisch überbrückbar

ist. Das Anfahrerelement kann getrennt vom Getriebe angeordnet oder direkt mit dem Getriebe zu einem Block verbunden sein.

Für Gefällefahrten kann die Getriebeanlage mit einem verschleißlosen Bremsselement (z. B. Hydr.-Retarder) ausgestattet werden, welches erfindungsgemäß mit dem Antriebsflansch der Doppelreibkupplung trieblich verbunden ist.

Bei Antriebsanlagen, welche einen kurzen Abstand von Antriebsflansch zu Abtriebsflansch erfordern, kann erfindungsgemäß der Abtrieb aus dem Schaltgetriebe oder ein zusätzlicher Abtriebszweig zwischen den zur Gangschaltung bzw. Übersetzungsänderung benützten Zahnradsätzen angeordnet werden.

Die Getriebesteuer- bzw. Schalteinrichtung (vgl. Begriffsbestimmung zu Anspruch 1 d) wird erfindungsgemäß so programmiert, daß die für einen manuell oder automatisch eingeleiteten Gangwechsel nacheinander auszuführenden Funktionen oder Schalttakte wie:

- Takt 1: Synchronisieren der zu schaltenden formschlüssigen Kupplung;
- Takt 2: Einschalten der synchronisierten formschlüssigen Kupplung (Kraftwegvorwahl);
- Takt 3: Übergabe der Drehmomentübertragung von der einen auf die andere antriebsseitig angeordnete Reibkupplung für die jeweils zu schaltende Gangstufe;
- Takt 4: Ausschalten der entlasteten formschlüssigen Kupplung der vorher wirksamen Gangstufe;

selbsttätig, jedoch nur dann ausgelöst werden, wenn der vorherige Schalttakt als richtig vollzogen über die jeweiligen Sensoren an die Elektronik rückgemeldet ist. Erfolgt nach einer vorgegebenen Zeitdauer keine Vollzugsmeldung, wird der entspr. Schalttakt automatisch wiederholt.

Ferner ist es vorteilhaft, bei hoher Beschleunigung oder Verzögerung des Fahrzeugs mit wirksamer Gangwechselauswahl die Kraftwegvorwahl für die nächstfolgende Gangstufe sofort nach dem Wirksamwerden der geschalteten Gangstufe durchzuführen, d. h. den Programmablauf nicht wie normal zwischen Takt 1 und 4, sondern zwischen Takt 2 und 3 anzuhalten, bis das Signal für den nächsten Gangwechsel erfolgt. Dadurch werden kürzeste Schaltzeiten bei diesen Fahrzuständen erreicht.

Die Erfindung wird im folgenden mit Bezug auf die Zeichnungen anhand von bevorzugten Ausführungsformen als Beispiele beschrieben. In den Zeichnungen zeigen

Fig. 1 schematisch einen Längsschnitt durch eine Getriebeanlage mit 8 Gangstufen vorwärts und 2 Gangstufen rückwärts und das Kraftwegschema Fig. 1a.

Fig. 2 schematisch einen Längsschnitt durch eine Getriebeanlage mit 12 Gangstufen vorwärts, 2 Gangstufen rückwärts, vorgesetztem Anfahrerelement und seitlichem 2. Abtrieb.

Fig. 3 schematisch einen Längsschnitt durch eine Getriebeanlage mit 8 Gangstufen vorwärts, 1 Gangstufe rückwärts, eingebautem Planetenradsatz für die unteren Gangstufen und direkt angebautes Anfahrerelement.

Fig. 4 schematisch die zur Getriebeanlage gehörende Steuer- und Schalteinrichtung.

Die in Fig. 1 schematisch im Längsschnitt dargestellte Getriebeanlage nach der Erfindung enthält folgende Elemente: Die getriebeeingangsseitig angeordnete Doppelreibkupplung mit dem gemeinsamen Primärteil

(1) und den beiden sekundärseitigen Teilen (2) und (3); das 2-Weg-Schaltgetriebe mit den beiden Eingangswellen (4) und (5), der Vorgelegewelle (6) und der Abtriebswelle (7) mit den Zahnradpaaren (8) für die Gangstufen 1, 3, 5, 8 und R1, (9) für die Gangstufen 2, 4, 6, 8 und R2, (10) für die Gangstufen R1 und R2, (11) für die Gangstufen 1 und 2, (12) für die Gangstufen 3 und 4, (13) für die Gangstufen 5 und 6, und den 8 dazugehörigen formschlüssigen Schaltelementen, z. B. Zahnkupplungen (14); die zentrale Synchronisierereinrichtung mit dem Radpaar (15) und den Reibkupplungen S1 und S2; das für Gefällefahrten verschleißlose Bremsselement (Retarder) (16) und die Öldruckpumpe (17), welche über Zahnräder (18) mit dem Primärteil (1) der Doppelkupplung trieblich verbunden sind.

Mit der dargestellten Getriebeanordnung ist es bei entspr. Ausführung der Einzelübersetzungen mit vorzugsweise geometrischem Gangsprung möglich, die formschlüssigen Schaltelemente für alle Schaltvorgänge über die zentrale Synchronisierereinrichtung zu synchronisieren und die Kraftwege der der jeweils kraftübertragenden Gangstufe benachbarten Gangstufen im unbelasteten Zustand durch Einschalten nur jeweils eines formschlüssigen Schaltelements vorzuwählen.

In Fig. 1a ist der Kraftverlauf in den einzelnen Gangstufen schematisch dargestellt. Die 7. Gangstufe bzw. die jeweils zweithöchste Gangstufe wird ohne belasteten Zahneingriff durch direkte Verbindung der Eingangswelle (4) mit der Abtriebswelle (7) geschaltet.

Fig. 2 zeigt eine andere Ausführung der neuartigen Getriebeanlage am Beispiel eines 12-Gang-Getriebes. Die höhere Gangzahl wird durch weitere Anordnung von Zahnradpaaren sinngemäß Fig. 1 erreicht. Der Einfachheit halber werden daher in der Beschreibung der Fig. 2 nur die gegenüber Fig. 1 geänderten baulichen Merkmale erläutert. So kann z. B., um eine kürzere Baulänge zu erzielen, die Doppelreibungskupplung und die zentrale Synchronisierereinrichtung auf 2 Wellen verteilt angeordnet werden, und zwar: Die Doppelreibkupplung mit den beiden Primärteilen (21) und (21') verbunden über das Zahnradpaar (22), die beiden Sekundärteile (23), wirksam für alle ungeraden Gangstufen 1-3-5 usw. und (24) wirksam für alle geraden Gangstufen 2-4-6 usw.; die zentrale Synchronisierereinrichtung mit den Kupplungen S1 und S2, sowie dem Stirnradpaar (25); der auf der Vorgelegewelle angeordnete und mit dem Kupplungsprimärteil trieblich verbundene Retarder (26).

Ferner ist dargestellt die erfindungsgemäße Anordnung des oder eines weiteren Abtriebs (27, 28, 29) zwischen den Schalt-Radsätzen und ein antriebsseitiges, getrennt vom Getriebe angeordnetes, verschleißloses Anfahrerelement, z. B. hydrodyn. Kupplung (30) mit primärseitig angetriebener Ölversorgungspumpe (31).

Fig. 3 zeigt eine weitere Getriebeanlage mit 8 Gangstufen, und zwar: Das direkt am Getriebe angebaute verschleißlose Anfahrerelement, z. B. hydrodyn. Wandler (41) mit mech. Überbrückungskupplung (42) und der Primär-Ölversorgungspumpe (43); das 2-Weg-Schaltgetriebe (44) mit der Doppelreibkupplung (45) mit angebaute Retarder (46), der Synchronisierereinrichtung (47), sowie einer zusätzlichen Zwischenwelle (48) mit Kupplung (49) für den Rückwärtsgang. Ferner ist dargestellt die erfindungsgemäße Anordnung eines Planetenradsatzes (50) derart, daß z. B. die Radsätze (51) und (52) für die unteren Gangstufen mit dem Eingangsmitglied (53) und die Radsätze (54) und (55) für die oberen Gangstufen mit dem Ausgangsglied (56) des Planetenradsatzes

trieblich verbindbar sind.

Erfindungsgemäß können die in Fig. 1 bis 3 dargestellten kennzeichnenden Merkmale für die einzelnen Getriebeanlagen untereinander ausgetauscht bzw. zusätzlich angeordnet werden.

Fig. 4 zeigt schematisch und beispielsweise eine Ausführung der zur Getriebeanlage gehörenden Steuer- und Schalteinrichtung, und zwar: Die Stromquelle (61), die Öl- bzw. Luftdruckzufuhr (62) mit dem Druckregler (63) als Energiequellen; den Gangwahlschalter (64), den Fahrpedalsensor (65), den Bremspedalsensor (66) mit den Leitungen (67) für die Signaleingabe durch den Fahrer; die Drucksensoren (68) und (69) für die Doppelreibungskupplung I und II, die Drehzahlsensoren (70) für den Antrieb, (71) für Abtrieb Kupplung I, (72) für Abtrieb Kupplung II, (73) für den Getriebe-Abtrieb, den Lage- sensoren (74) für die einzelnen formschlüssigen Kupplungen und den Leitungen (75) für die Rückmeldung des Betriebszustandes an das Elektronische Steuergerät (76); die Leitungen (77), über welche die aus den Eingabe- und Rückmeldesignalen im elektronischen Schaltgerät nach vorgegebenem Programm gebildeten Schaltsignale an, die Magnetventile (78) und (79) für die Betätigungen (80) und (81) der Reibkupplungen I und II, die Magnetventile (82) und (83) für die Betätigungen (84) und (85) der Synchronkupplungen S1 und S2, sowie die Magnetventile (86) für die Betätigungen (87) der einzelnen formschlüssigen Kupplungselemente (im Bild nur 1 x dargestellt), zur Durchführung der Schaltvorgänge im Getriebe zugeleitet werden.

Patentsprüche

1. Getriebeanlage, insbesondere zum Antrieb eines Fahrzeugs durch einen Verbrennungsmotor höherer Leistung gekennzeichnet, durch die Kombination folgender Merkmale:
 - a) Antriebsseitige Anordnung einer Doppelreibungskupplung,
 - b) Verwendung eines 2-Weg-Mehrgang-Schaltgetriebes mit formschlüssigen Schaltelementen mit 6 und mehr Gangstufen,
 - c) Verwendung einer zentralen, aus 2 Reibelementen bestehenden Synchronisiereinrichtung für alle Schaltvorgänge,
 - d) Verwendung einer elektronisch-hydraulisch-mechanischen oder elektronisch-elektrisch-mechanischen oder elektronisch-pneumatisch-mechanischen Schalteinrichtung zur Betätigung der form- und kraftschlüssigen Schaltelemente.
2. Getriebeanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Kraftübertragung für die unteren Gangstufen über einen abtriebsseitig angeordneten Planetenradsatz erfolgt.
3. Getriebeanlage nach Anspr. 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß die abtriebsseitigen Radsätze der unteren Gangstufen (z. B. 1. bis 4. Gang) mit dem Eingangsglied des Planetenradsatzes und die Radsätze der oberen Gangstufen und der direkte Durchtrieb mit dem Ausgangsglied des Planetenradsatzes trieblich verbindbar und über die zentrale Synchronisiereinrichtung synchronisierbar sind.
4. Getriebeanlage nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch die Anordnung der formschlüssigen Schaltelemente des 2-Weg-Schaltgetriebes derart, daß alle für die Hauptdrehrichtung zur Kraftübertragung wirksamen Zahnräder und Planetensätze

für mindestens 2 oder mehr Gangstufen benutzt werden können.

5. Getriebeanlage nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch die Anordnung der formschlüssigen Schaltelemente des 2-Weg-Schaltgetriebes derart, daß die Kraftwege für die der jeweils kraftübertragenden Gangstufe benachbarten Gangstufen durch Umschalten nur jeweils eines formschlüssigen Schaltelements vorwählbar sind.
6. Getriebeanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß ein verschleißfreies Anfahrlement, z. B. Hydrodyn. Kupplung oder Wandler, zwischen dem Antriebsteil der Doppelreibungskupplung und dem Antriebsmotor angeordnet ist.
7. Getriebeanlage nach Anspr. 1 und 6, dadurch gekennzeichnet, daß das verschleißfreie Anfahrlement mit einer für schlupflosen Antrieb geeigneten Überbrückungskupplung ausgerüstet ist.
8. Getriebeanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das antreibende Element der Doppelreibungskupplung mit einer hydraulischen Bremse (Retarder) trieblich verbunden ist.
9. Getriebeanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der oder ein zusätzlicher Abtrieb aus dem Schaltgetriebe zwischen Radsätzen liegt, welche zur Gangschaltung dienen.
10. Getriebeanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Reibkupplungen der zentralen Synchronisiereinrichtung sowohl einzeln als auch gemeinsam einschaltbar sind.
11. Getriebeanlage nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch die Anordnung einer elektronisch-hydr. oder elektronisch-pneumatischen oder elektronisch-elektrischen Schalteinrichtung mit einem vorprogrammierten Schaltprogramm derart, daß die für einen Gangwechsel notwendigen einzeln nacheinander durchzuführenden Funktionen (Schaltakte) jeweils automatisch dann ausgelöst werden, wenn die vorherige Funktion bzw. der vorausgehende Schalttakt als richtig vollzogen an die Elektronik rückgemeldet ist.
12. Getriebeanlage nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch die Programmierung der Schalteinrichtung derart, daß bei Beschleunigungs- oder Verzögerungsvorgängen mit automatischem Gangwechsel die Kraftwegvorwahl für die nächstfolgende Gangstufe sofort nach dem Wirksamwerden der geschalteten kraftübertragenden Gangstufe selbsttätig ausgelöst wird.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

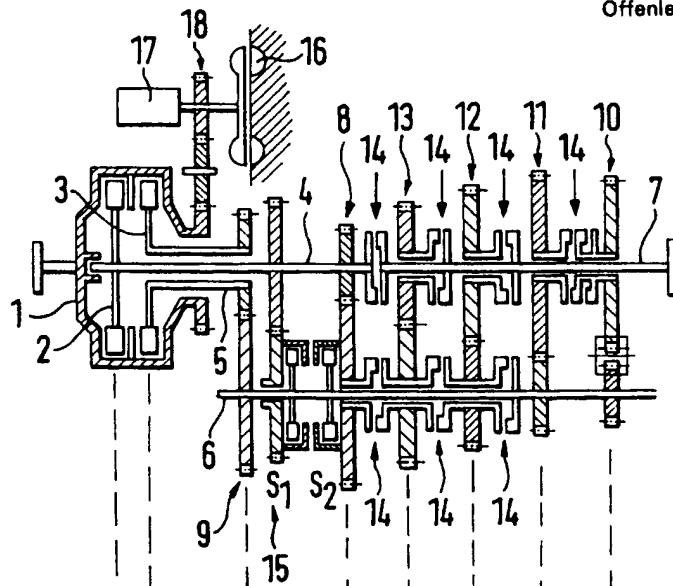


FIG. 1

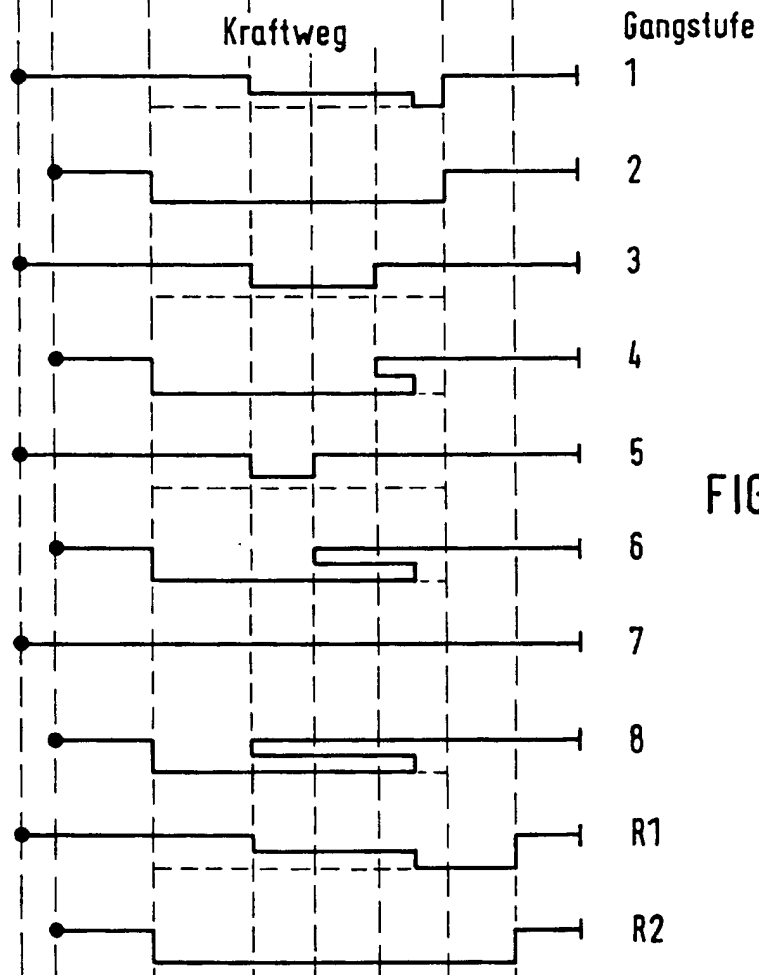


FIG. 1a

FIG. 2

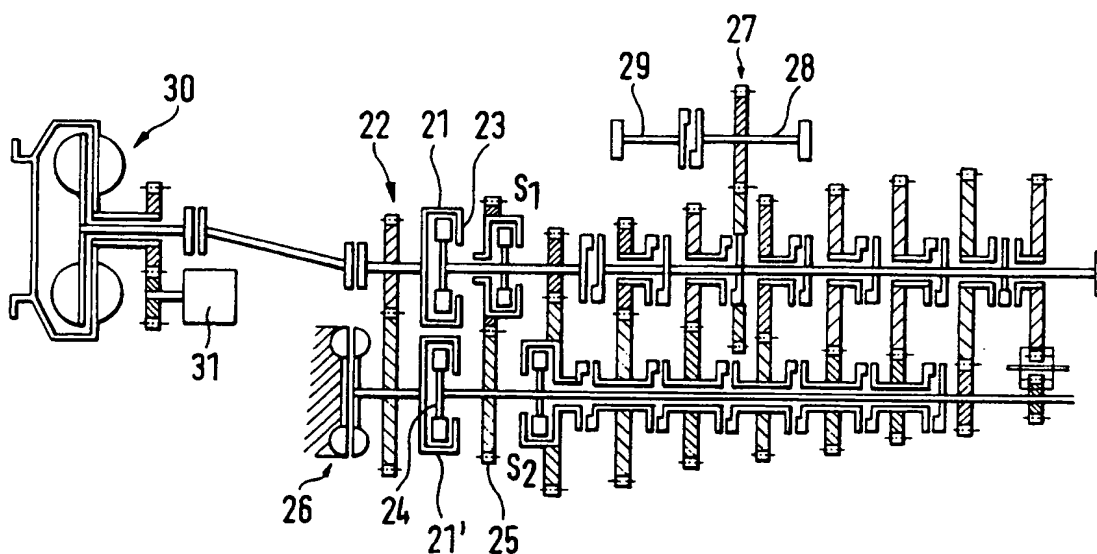


FIG. 3

